

Patent Application Publication

DE 199 31 985 A1

(54) Process for determining the indicated mean effective pressure of internal combustion engines

(57) The invention relates to a process for determining the indicated torque or the indicated mean effective pressure of internal combustion engines by measuring the angular velocity and the angular acceleration and by determining the torque sum from the free torque $Z =$ and the mass torque of the oscillating masses M_{mas} , the indicated torque or the indicated mean effective pressure and thus the energy conversion being determined in the crank angle range in which the compression of a cylinder takes place from the torque increase which is determined metrologically based on the polytropic compression.

THIS PAGE BLANK (USPTO)



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 199 31 985 A 1**

⑤ Int. Cl.⁷:
G 01 M 15/00
G 01 L 3/10
G 01 P 3/44

⑲ Aktenzeichen: 199 31 985.5
⑳ Anmeldetag: 9. 7. 1999
㉔ Offenlegungstag: 25. 1. 2001

DE 199 31 985 A 1

⑦1 Anmelder:
Fraunhofer-Gesellschaft zur Förderung der
angewandten Forschung e.V., 80636 München, DE

⑦2 Erfinder:
Fehrenbach, Hermann, Dr.-Ing., 76761 Rülzheim, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Verfahren zur Ermittlung des indizierten Mitteldrucks von Verbrennungskraftmaschinen

⑤7 Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Ermittlung des indizierten Drehmomentes oder des indizierten Mitteldrucks von Verbrennungskraftmaschinen durch Messung der Winkelgeschwindigkeit sowie der Winkelbeschleunigung und Bestimmung der Drehmomentsumme aus dem freien Drehmoment Z sowie dem Massendrehmoment der oszillierenden Massen M_{mas} , wobei in dem Kurbelwinkelbereich, in dem die Kompression eines Zylinders stattfindet, aus der meßtechnisch bestimmten Drehmomentsteigerung unter Zugrundelegung der polytropen Kompression das indizierte Drehmoment oder der indizierte Mitteldruck und damit der Energieumsatz bestimmt wird.

DE 199 31 985 A 1

Gegenstand der Erfindung ist die Ermittlung des indizierten Mitteldrucks von Verbrennungskraftmaschinen.

5

Stand der Technik

Eine der wesentlichen Kenngrößen zur Beurteilung des Energieumsatzes bei Verbrennungsmotoren stellt die mittlere indizierte Arbeit dar. Bezieht man die mittlere indizierte Arbeit auf das Hubvolumen, so erhält man die im Motorenbau gebräuchliche Kenngröße: den mittleren indizierten Druck bzw. den indizierten Mitteldruck.

- 10 Zur direkten Bestimmung des indizierten Mitteldrucks werden in der Regel Druckaufnehmer in jeden Brennraum eingebracht. Über einen Kurbelwinkelmarkengeber, der an der Kurbelwelle angebracht wird, wird die für die Berechnung notwendige Kurbelstellung erfaßt und das zur Kurbelstellung gehörende Brennraumvolumen V berechnet. Die vom Gas verrichtete Arbeit W_i ergibt sich aus dem Integral

15 $W_i = \int p \, dV$

Ferner gibt es eine Reihe indirekter Verfahren, die das Wechseldrehmoment an der Kurbelwelle bestimmen und über Kennlinien den Zusammenhang zum effektiven Mitteldruck herstellen. Der Reibmitteldruck wird meßtechnisch bestimmt. Aus der Summe aus Reibmitteldruck und effektivem Druck ergibt sich der indizierte Mitteldruck. Ein solches

- 20 Verfahren ist beispielsweise beschrieben in: Rizzoni, G.: "A Dynamical Model for the Internal Combustion Engine", Ph. Dissertation, Department of Electrical Engineering, University of Ann Arbor/MI, 1986.

Nachteile der beschriebenen Verfahren

- 25 Direkte Meßverfahren zur Bestimmung des indizierten Mitteldrucks sind nur mit großem Aufwand durchzuführen. In jedem Zylinder muß der Verbrennungsdruck gemessen werden. Für die zur Messung notwendigen Aufnehmer muß eine Bohrung in der Brennraumwand vorgesehen werden, oder es werden spezielle Meßzündkerzen verwendet. Die Aufnehmer müssen wegen der hohen Temperaturbeanspruchung gekühlt werden. Die direkten Meßverfahren werden aufgrund des großen Aufwands nur im Labor oder sporadisch bei großen teuren Motoren, wie beispielsweise Schiffsmotoren, angewandt.

- 30 Die indirekten Meßverfahren haben den Nachteil, daß die Ermittlung der Kennlinien aufwendig ist. Ferner wird vorausgesetzt, daß sich die Reibung im laufenden Betrieb nicht gravierend ändert.

Vorteile eines erfindungsgemäßen Verfahrens

35

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist, die oben genannten Nachteile zu beheben und den indizierten Mitteldruck auch an Mehrzylindermotoren mit einer einfach handhabbaren, flexiblen und preiswerten Einrichtung zu ermöglichen. Die Winkelgeschwindigkeit ω der Kurbelwelle wird meßtechnisch bestimmt. Daraus wird die Winkelbeschleunigung α gebildet. Die hochgenaue Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit und die Berechnung der Winkelbeschleunigung ist in der Offenlegungsschrift DE 44 45 684: "Verfahren zur Ermittlung von Drehmomenten, Arbeiten und Leistungen an Verbrennungskraftmaschinen" und in der Veröffentlichung "Fehrenbach H., Held W. und Zuther F.: Drehmomentbestimmung bei Verbrennungsmotoren durch Auswertung der Kurbelwellenwinkelgeschwindigkeit, Motortechnische Zeitschrift, 5/1998", genauer beschrieben.

- 40 Unter Berücksichtigung des Trägheitsmomentes der rotierenden Massen Θ und durch Kompensation von Drehmomenten oszillierender Massen M_{mas} wird das resultierende Drehmoment als Differenz zwischen dem Gasdrehmoment M_{gas} und dem Widerstandmoment W_w als Summe aus dem Nutzdrehmoment und dem Reibungsdrehmoment berechnet als

$$\Theta \cdot \alpha + M_{mas} = M_{gas} - W_w$$

- 50 Die o. g. Aufgabe wird erfindungsgemäß durch das Verfahren nach 1 gelöst. Vorteilhafte Ausgestaltungen des Verfahrens sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.

Im stationären und quasistationären Betrieb des Motors ist das indizierte Drehmoment bzw. das indizierte Gasdrehmoment M_i gleich dem Widerstandsdrehmoment

55 $M_i \approx W_w$

Das indizierte Drehmoment bzw. der indizierte Mitteldruck wird unter der Annahme bestimmt, daß der dem resultierenden Drehmoment zu Grunde gelegte Brennraumdruckverlauf im Kompressionsbereich als eine polytrope Verdichtung berechnet werden kann. Polytrope Verdichtung ist nur dann gegeben, wenn das resultierende Drehmoment einen definierten Gleichanteil beinhaltet, der genau dem indizierten Drehmoment entspricht. Polytrope Verdichtung kann in einem Kurbelwinkelbereich vorausgesetzt werden, in dem das Einlaßventil geschlossen ist und der Wärmeübergang vernachlässigt werden kann. Zwei aufeinanderfolgende Druckwerte P_1 und P_2 stehen damit in einem Verhältnis, das abhängig ist vom Verhältnis der zugehörigen Volumina und dem Wert des Polytropenexponenten.

- 60 Aus dem gemessenen und massenkraftkompensierten Drehmoment kann demzufolge der Mitteldruck unter der Voraussetzung berechnet werden, daß Kurbelgeometrie, Bohrungsdruchmesser und Verdichtungsverhältnis bekannt sind.

1 Problemstellung

Gesucht ist ein Verfahren, das mit Hilfe von Signalen preiswerter Sensoren, das indizierte oder das effektive Drehmoment bei Verbrennungsmotoren bestimmt. Der rechentechnische Aufwand soll für eine Implementierung in aktuellen Motorsteuergeräten geeignet sein.

2 Modellansatz

Setzt man die Kurbelwelle als steif voraus und nimmt ferner an, daß die Kurbelwelle nach der Kupplung bezüglich Torsionsschwingungen entkoppelt ist, so kann man die Drehmomentsumme an der Kurbelwelle bilanzieren durch die Gleichung

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \Theta' \dot{\varphi}^2 = \bar{M}_{Gas} + \bar{M}_{Gas} - \bar{M}_{Nutz} - \bar{M}_{Reib}. \quad (1)$$

Der stationäre Betriebspunkt zeichnet sich dadurch aus, daß der Gleichanteil des Gasdrehmomentes \bar{M}_{Gas} im Gleichgewicht mit der Summe aus Nutzdrehmoment \bar{M}_{Nutz} und dem Reibungsdrehmoment \bar{M}_{Reib} ist. Das mittlere Gasdrehmoment \bar{M}_{Gas} wird auch als indiziertes Drehmoment \bar{M}_i bezeichnet. Gleichung 1 vereinfacht sich zu

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \Theta' \dot{\varphi}^2 = \bar{M}_{Gas}, \quad (2)$$

wobei \bar{M}_{Gas} eine reine Wechselkomponente darstellt. Die Gleichkomponente des Gasdrehmomentes \bar{M}_{Gas} ist mit diesem Zusammenhang allein prinzipiell nicht erfassbar. In [Fehrenbach 98] wird gezeigt, daß der Effektivwert von \bar{M}_{Gas} für konstante Drehzahl in einem eindeutigen Zusammenhang zum Gleichanteil des Gasdrehmomentes \bar{M}_{Gas} steht. Die Ergebnisse neuerer Versuche machen deutlich, daß dieser empirisch gefundene Zusammenhang nur bei Motoren, die mit reproduzierbaren Kraftstoff-Luftverhältnissen arbeiten, sinnvoll anwendbar ist. Bei Motoren mit variablem Kraftstoff-Luftverhältnis bei gleichem Drehmoment führt dies zu fehlerhaften Drehmomentschätzwerten. Abb. 1 zeigt beispielhaft den Verlauf des Drehmomenteffektivwertes bei konstanter Last und variablem Kraftstoff-Luftverhältnis. Durch die Steigerung des Kraftstoff-Luftverhältnisses verändert sich das Brenngesetz. Der Anfangsdruck wird bei höherem Kraftstoff-Luftverhältnis höher und der Kompressionsenddruck steigt, ohne daß mehr Energie umgesetzt wird.

3 Modellerweiterung

Wie in Abschnitt 2 gezeigt wurde, ist bei stationär laufendem Motor der Gleichanteil des Gasdrehmomentes \bar{M}_{Gas} nicht meßbar. Andererseits ist der Drehmomentverlauf unter thermodynamischen Gesichtspunkten bei bekannter Verdichtung ϵ unter der Annahme polytroper Verdichtung im Kompressionsbereich nur bei einem bestimmten Brennraumdruckniveau und damit bei einem definiertem Gasdrehmomentniveau \bar{M}_{Gas} sinnvoll.

Vernachlässigt man Wärme- und Leckageverluste, so kann im Kompressionsbereich näherungsweise polytrope Verdichtung angenommen werden. Für polytrope Verdichtung gilt für zwei betrachtete Druckwerte P_1 und P_2 bei den Volumina V_1 und V_2

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^\kappa. \quad (3)$$

Als Richtwerte für den Polytropenexponenten κ gelten [Maass 81]:

	Dieselmotor	Ottomotor
Kompressionsbereich	$\kappa = 1,35$	$\kappa = 1,33$
Expansionsbereich	$\kappa = 1,25 \dots 1,3$	$\kappa = 1,3$

Faßt man zur Vereinfachung die Summe aus \bar{M}_{Nutz} und \bar{M}_{Reib} zum mittleren Widerstandsmoment \bar{M}_W sowie \bar{M}_{Gas} und zu \bar{M}_{Gas} zusammen, so kann man Gleichung 1 schreiben als

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \Theta' \dot{\varphi}^2 = \bar{M}_{Gas}(\varphi) - \bar{M}_W. \quad (4)$$

Das Gasdrehmoment wird hier explizit als Funktion des Kurbelwinkels angegeben. Für das Gasdrehmoment $\bar{M}_{Gas}(\varphi)$ ergibt sich mit A_k als Kolbenfläche, r als Kurbelradius, $x'(\varphi)$ als Kolbengeschwindigkeitskennwert und $P(\varphi)$ als auf den Kolben [Fehrenbach 91] den Kolben wirkenden Differenzdruck

$$\bar{M}_{Gas}(\varphi) = A_k \cdot r \cdot x'(\varphi) \cdot P(\varphi) \quad (5)$$

Für zwei ausgewählte Kurbelwinkel φ_1 und φ_2 können die Gleichungen 4 und 5 geschrieben werden zu

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{2} \Theta' \cdot \dot{\varphi}_1^2 = A_k \cdot r \cdot x'_1(\varphi) \cdot (P_1 - P_0) - \bar{M}_W, \quad (6)$$

$$\Theta \cdot \ddot{\varphi}_2 + \frac{1}{2} \Theta' \cdot \dot{\varphi}_2^2 = A_k \cdot r \cdot x'_2(\varphi) \cdot (P_2 - P_0) - \bar{M}_W \quad (7)$$

Eingesetzt in Gleichung 3 und aufgelöst nach M_W ergibt sich der Zusammenhang

$$\bar{M}_W = \frac{\frac{z'_2}{z'_1} \cdot (\Theta \ddot{\varphi}_1 + \frac{1}{2} \Theta' \dot{\varphi}_1^2) - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^\kappa \cdot (\Theta \ddot{\varphi}_2 + \frac{1}{2} \Theta' \dot{\varphi}_2^2) + A_k \cdot r \cdot x'_2 \cdot P_0 - A_k \cdot r \cdot x'_1 \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^\kappa \cdot P_0}{\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^\kappa - \frac{z'_2}{z'_1}} \quad (8)$$

Dabei ist P_0 der Druck auf der Kolbenunterseite, der normalerweise mit Atmosphärendruckniveau angenommen werden kann. Der stationäre und quasistationäre Betrieb des Motors ist dadurch gekennzeichnet, daß das mittlere indizierte Drehmoment M_i bzw. der Gleichanteil des Gasdrehmomentes näherungsweise gleich dem Widerstandsmoment M_W ist

$$M_i \approx M_W \quad (9)$$

Der mit Gleichung 8 berechnete indizierte Druck kann dann mit Hilfe der Beziehung

$$P_{mi} = \frac{M_i \cdot 4\pi}{V_h} \quad (10)$$

in den im Motorenbau gebräuchlichen indizierten Mitteldruck umgerechnet werden.

Tabelle 1

Parameter von Simulationsversuchen am Einzylindertriebwerk

Ver- such Nr.	Lade- druck	Ver- bren- nungs- beginn [°KW]	Ver- bren- nungs- dauer [°KW]	Vibe- ex- ponent	Ver- dich- tung	Wärme- zufuhr	P_{mi} [bar]	P_{max} [bar]
1	1,0	-20	40	1,0	17,0	10,0	3,23	71,4
2	2,0	-20	40	1,0	17,0	10,0	3,23	116,8
3	1,0	+5	40	1,0	17,0	10,8	3,25	47,3
4	2,0	-20	40	1,0	18,0	10,0	3,25	125,6

4 Versuchsergebnisse

Um Fehlereinflüsse, die in praktischen Versuchen auftreten, zu vermeiden, wurde im ersten Schritt mit theoretischen Druckverläufen gerechnet. Bei den Simulationen wurde ein sehr einfaches Kreisprozeßmodell gewählt. Für den Verdichtungs Vorgang wird polytrope Kompression angesetzt. Die Verbrennung wird mit einem Vibe-Brennengesetz beschrieben [Ferguson 86]. Leakage- und Wärmeverluste werden vernachlässigt.

4.1 Versuche am Einzylindertriebwerk mit simulierten Brennraumdruckverläufen

Zunächst ist zu klären, inwieweit der in Gleichung 8 dargestellte Zusammenhang für ein Einzylindertriebwerk mit rechnerisch gebildeten Drehmomentverläufen akzeptable Schätzwerte für das indizierte Drehmoment, bzw. für den indizierten Mitteldruck liefert. Es wurde untersucht, welche Werte das vorgeschlagene Verfahren bei unterschiedlichen Verbrennungsparametern bei konstantem indiziertem Mitteldruck liefert.

Bei der ersten Versuchsreihe mit insgesamt vier Versuchen wurden die in Tabelle 1 dargestellten Versuchsparameter verwendet.

In den beiden letzten beiden Spalten der Tabelle 1 sind die bei der Simulation erzielten indizierten Mitteldrücke und Spitzendrücke angegeben.

Abb. 2 zeigt die Druckverläufe der vier Simulationsversuche. Die Spitzendrücke schwanken trotz näherungsweise gleichem P_{mi} zwischen 47,3 bar und 125,6 bar und damit um ca. 250%. Die Gasdrehmomentsspitzenwerte schwanken dagegen nur um ca. 75% (Abb. 3).

Die Tabelle 2 zeigt die vom vorgeschlagenen Verfahren ermittelten Schätzwerte für den indizierten Mitteldruck und die entsprechenden Schätzfehler.

Tabelle 2

Schätzfehler bei unterschiedlichen Verbrennungsparametern

Versuch	Sollwert aus Simulation [bar]	Schätzwert [bar]	rel. Schätzfehler [%]
1	3,23	3,20	0,93
2	3,23	3,21	0,62
3	3,25	3,26	0,31
4	3,25	2,91	10,46

5 Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde eine Methode gezeigt, mit deren Hilfe aus der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle der mittlere indizierte Druck bestimmt werden kann. Dabei werden einfachste thermodynamische Zusammenhänge genutzt. Es werden keine einzulernende Kennfelder benutzt, sondern der indizierte Mitteldruck kann in einer geschlossenen Gleichung angegeben werden. In der Ergebnisgleichung werden nur Meßwerte und Werte aus der Kurbelgeometrie sowie Massenverteilungen genutzt. Erste Simulationsergebnisse für das Einzylindertriebwerk zeigen, daß die Methode grundsätzlich sinnvoll anwendbar ist.

Die Weiterentwicklung der Methode erfolgt zunächst mit Hilfe von Simulationen an einem Mehrzylindertriebwerk. Falls die dabei auftretenden Überlagerungsprobleme gelöst werden können, wird das Verfahren an realen Versuchsdaten erprobt werden.

Literatur

- [Fehrenbach 98] Fehrenbach H., Held W., Zuther F: Drehmomentbestimmung bei Verbrennungsmotoren durch Auswertung der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit, MTZ 59, 511998, S. 314–319.
- [Maass 81] Maass H., Klier, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer Verlag, Wien, New York, 1981, S. 79–85.
- [Fehrenbach 91] Fehrenbach H.: Berechnung des Brennraumdruckverlaufes aus der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit von Verbrennungsmotoren, Fortschritt-Bericht VDI Reihe 6, Nr. 255, Düsseldorf, VDI, 1991.
- [Ferguson 86] Ferguson, C., R.: Internal Combustion engines, applied thermosciences, John Wiley & Sons, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapore, 1986.

Patentansprüche

- Verfahren zur Ermittlung des indizierten Drehmomentes oder des indizierten Mitteldrucks von Verbrennungskraftmaschinen durch Messung der Winkelgeschwindigkeit sowie der Winkelbeschleunigung und Bestimmung der Drehmomentensumme aus dem freien Drehmoment $\Theta \cdot \alpha$ sowie dem Massendrehmoment der oszillierenden Massen M_{mas} , dadurch gekennzeichnet, daß in dem Kurbelwinkelbereich, in dem die Kompression eines Zylinders stattfindet, aus der meßtechnisch bestimmten Drehmomentensteigerung unter Zugrundelegung einer polytropen Kompression das indizierte Drehmoment oder der indizierte Mitteldruck und damit der Energieumsatz bestimmt wird.
- Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Kurbelwinkelbereich, in dem die Expansion eines Zylinders stattfindet, jedoch nach abgeschlossener Verbrennung und bei geschlossenen Ventilen aus der meßtechnisch bestimmten Drehmomentensteigerung unter Zugrundelegung einer polytropen Kompression das indizierte Drehmoment oder der indizierte Mitteldruck und damit der Energieumsatz bestimmt wird.
- Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehmomentensteigerung an jeweils 2 Kurbelstellungen im Kompressionsbereich, indem polytrope Verdichtung vorausgesetzt wird, zur Bestimmung des indizierten Drehmomentes oder Mitteldrucks herangezogen wird.
- Verfahren nach Anspruch 1, 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, daß bei mehrzylindrigen Motoren die Drehmomentensteigerung an mehreren Kurbelstellungen im Kompressionsbereich eines jeden Zylinders, in dem polytrope Verdichtung vorausgesetzt wird, zur Bestimmung des indizierten Drehmomentes oder Mitteldrucks herangezogen wird.
- Verfahren nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Saugrohrdruck oder Ladedruck, falls er meßtechnisch erfaßt wird, mit in die Bestimmung des indizierten Drehmomentes oder Mitteldrucks eingeht.
- Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Mitteldruck bei mehrzylindrigen Verbrennungskraftmaschinen für jeden einzelnen Zylinder berechnet wird und, daß der mittlere Mitteldruck durch Mittelung aller zylinderspezifischen Beiträge ermittelt und zur Berechnung der gesamten Energiebilanz verwendet wird.
- Verfahren nach Anspruch 1 bis 3 zur Verwendung bei Testgeräten zur Diagnose, zur Anzeige und On-board-Diagnose.

8. Verfahren noch 1 bis 3 zur Verwendung bei Motorsteuerungen als zusätzliche Längangsgröße.

Hierzu 2 Seite(n) Zeichnungen

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

BEST AVAILABLE COPY

Modellerweiterung

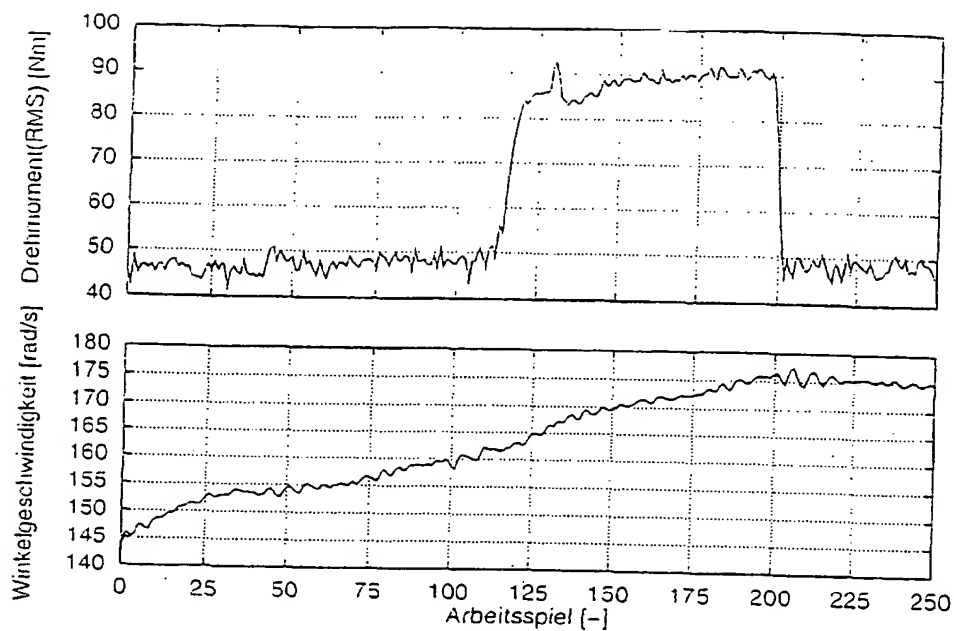


Abbildung 1: Drehmomenteffektivwert bei gleichbleibender Last und verändertem Kraftstoff-Luftverhältnis ab Arbeitsspielnummer 120 bis Arbeitsspielnummer 200

0170

BEST AVAILABLE COPY 002 064/238

Versuchsergebnisse

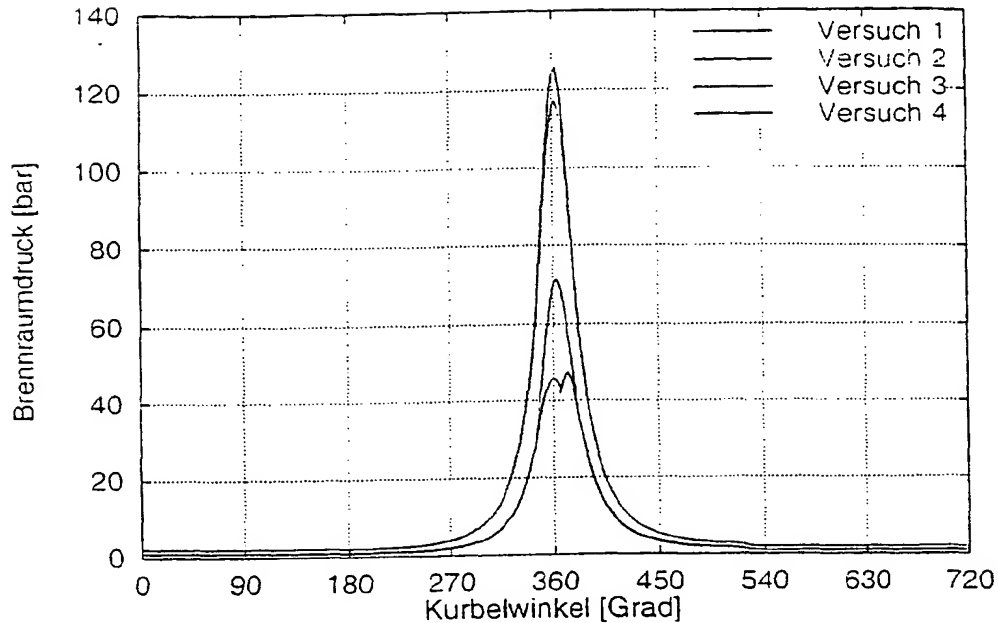


Abbildung 2: Simulierte Brennraumdruckverläufe mit unterschiedlichen Verbrennungsparametern und näherungsweise gleichem indizierten Mitteldruck (siehe Abb. 3)

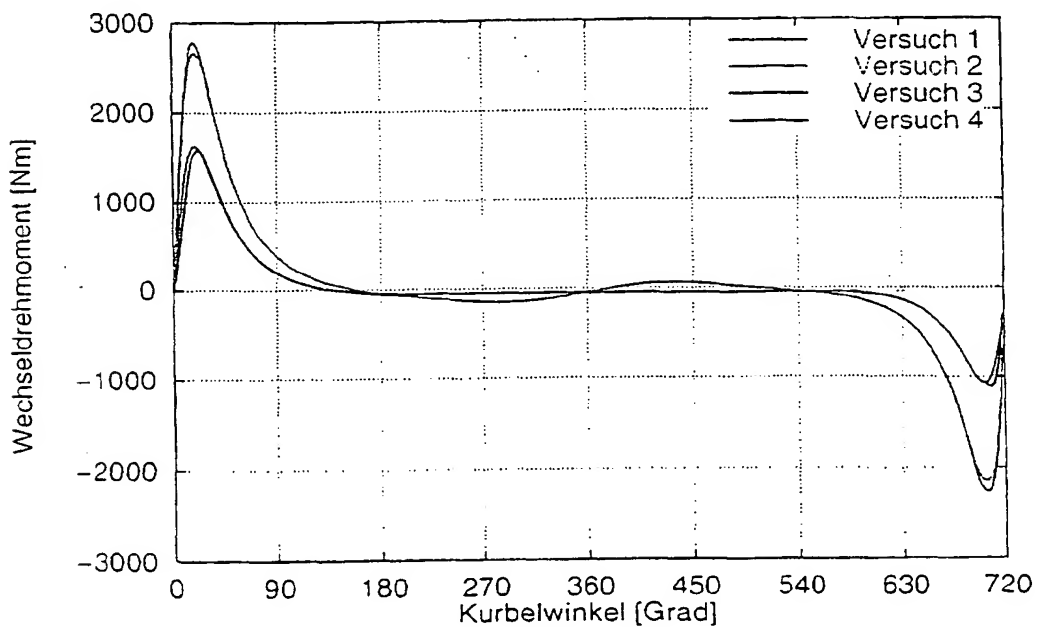


Abbildung 3: Simulierte Gasdrehmomentverläufe mit unterschiedlichen Verbrennungsparametern und näherungsweise gleichem indizierten Mitteldruck (siehe Abb. 2)